

---

Axialkolbenverdichter, insbesondere Kompressor für die Klimaanlage  
eines Kraftfahrzeuges

---

B e s c h r e i b u n g

Die Erfindung betrifft einen Axialkolbenverdichter, insbesondere Kompressor für die Klimaanlage eines Kraftfahrzeuges, mit einem Gehäuse und einer in dem Gehäuse angeordneten, über eine Antriebswelle angetriebenen Verdichtereinheit zum Ansaugen und Verdichten eines Kältemittels, wobei die Verdichtereinheit in einem Zylinderblock

5 axial hin- und herlaufende Kolben und eine die Kolben antreibende, mit der Antriebswelle drehende Schwenkscheibe umfaßt.

Ein derartiger Axialkolbenverdichter ist zum Beispiel aus der DE 197 49 727 A1 bekannt. Dieser umfaßt ein Gehäuse, in dem in einer kreisförmigen Anordnung

10 mehrere Axialkolben um eine rotierende Antriebswelle herum angeordnet sind. Die Antriebskraft wird von der Antriebswelle über einen Mitnehmer auf eine ringförmige Schwenkscheibe und von dieser wiederum auf die parallel zur Antriebswelle translatorisch verschiebbaren Kolben übertragen. Die ringförmige Schwenkscheibe ist an einer axial verschieblich an der Antriebswelle gelagerten Hülse schwenkbar

15 gelagert. In der Hülse ist ein Langloch vorgesehen, durch das der erwähnte Mitnehmer hindurchgreift. Somit ist die axiale Beweglichkeit der Hülse auf der Antriebswelle durch die Abmessungen des Langloches begrenzt. Eine Montage erfolgt durch ein Hindurchstecken des Mitnehmers durch das Langloch. Antriebswelle, Mitnehmer, Schiebehülse und Schwenkscheibe sind in einem sog. Triebwerksraum angeordnet, in dem

20 gasförmiges Arbeitsmedium des Verdichters mit einem bestimmten Druck vorliegt. Das Fördervolumen und damit die Förderleistung des Verdichters sind abhängig vom Druckverhältnis zwischen Saugseite und Druckseite der Kolben bzw. entsprechend

- 2 -

abhängig von den Drücken in den Zylindern einerseits und im Triebwerksraum andererseits.

Eine etwas andere Bauart eines Axialkolbenverdichters ist zum Beispiel in der DE 198  
5 39 914 A1 beschrieben. Die Schwenkscheibe ist als Taumelscheibe ausgeführt, wobei zwischen Taumelscheibe und den Kolben eine gegenüber der Taumelscheibe gelagerte, drehfeste Aufnahmescheibe angeordnet ist.

Des weiteren wird auf folgenden Stand der Technik hingewiesen:  
10

DE 2 524 148

US 4 815 358

US 4 836 090

US 4 077 269

15 US 5 105 728

Bei den in diesen Druckschriften beschriebenen Kompressoren geht es u.a. darum, Maßnahmen zu treffen, um die Unwucht des Triebwerks im Betrieb zu vermeiden oder zu reduzieren. Im übrigen ist den bekannten Konstruktionen gemeinsam, dass die  
20 rotierenden Bauteile gegenüber den translatorisch bewegten Teilen, nämlich Kolben, Kolbenstange etc. relativ groß und dementsprechend schwer gebaut sind. Des weiteren ist den bekannten Konstruktionen gemeinsam, dass auf die eigentliche Schwenkscheibenvorrichtung eine Zusatzscheibe durch einen geeigneten Koppelmechanismus einwirkt. Die mehreren rotierenden Bauteile sollen ein  
25 aufstellendes Moment der Schwenkscheibenvorrichtung in Richtung Minimalhub bewirken, wodurch Einfluß auf das Regelverhalten genommen wird.

Die erwähnten Ausführungen sind allesamt relativ aufwendig, teuer, wenig kompakt und aus diesem Grunde für die heutzutage von der Autoindustrie verlangten  
30 Kompressoren für Klimaanlagen ungeeignet.

Auch bei Serienverdichtern, wie sie heutzutage in Kraftfahrzeugen eingesetzt werden, zielt man auf eine geeignete Dimensionierung der bewegten Bauteile bzw. bewegten

- 3 -

Massen, um ein gewünschtes Regelverhalten zu erreichen, und zwar dahingehend, dass die beim Drehen der Schwenkscheibe auftretenden Fliehkräfte ausreichen, um der Schwenkbewegung bewusst regelnd entgegenzuwirken und damit den Kolbenhub und somit die Fördermenge zu beeinflussen, insbesondere zu verringern bzw. zu

5 begrenzen. Der Serienverdichter 6SEU12C von DENSO weist zum Beispiel ein Triebwerk mit den folgenden, für das Regelverhalten relevanten Massen auf:

Bauteil	Anzahl	Masse Bauteil [g]	Masse gesamt [g]
Kolben	6	41	246
Gleitstein	12	5	60
translatorisch bewegte Massen			<b>306 g</b>
Schrägscheibe	1	391	391
Führungsstifte	2	20	40
rotatorisch bewegte Massen			<b>431 g</b>

10

Die vorgenannten Zahlen lassen erkennen, dass eine beträchtliche Bauteilmasse für rotatorisch bewegte Teile vorgesehen ist. Damit versucht man, eine ausreichende Gegenkraft bzw. ein ausreichendes Gegenmoment in bezug auf die translatorisch bewegten Massen herzustellen. Dieser Grundgedanke liegt auch der DE 198 39 914 A1

15 zugrunde, wo eben die rotierende Masse der Schwenkscheibe bzw. des schwenkbaren Anteils derselben derart bemessen ist, dass die beim Drehen der Antriebsscheibe auftretenden Fliehkräfte ausreichen, um der Schwenkbewegung der Schwenkscheibe bewusst regelnd entgegenzutreten und damit den Kolbenhub und somit die Fördermenge zu beeinflussen, nämlich zu verringern bzw. zu begrenzen bzw.

20 insbesondere konstant zu halten.

In der Veröffentlichung von Björn Fagerli, „A theoretical comparison of the mechanical control behaviour of a R744 and a R134a automotive AC compressor“, veröffentlicht im Rahmen der Purdue Compressor Conference 2002, sind die Einflußgrößen dargestellt, die als Momente um das Kippzentrum einer Schwenkscheibenvorrichtung wirken. Diese sind im einzelnen folgende Momente, wobei in Klammern jeweils die Richtung der

- 4 -

Momente angegeben ist und (-) abregelnd (in Richtung eines Minimalhubs) und (+) aufregelnd (in Richtung des Maximalhubs) bedeuten:

- Moment infolge der Gaskräfte in den Zylinderräumen (+)
- 5 - Moment infolge der Gaskräfte aus dem Triebwerksraum (-)
- Moment infolge einer Rückstellfeder (-)
- Moment infolge einer Aufstellfeder (+)
- Moment infolge rotierender Massen (-); inklusive Moment infolge Schwerpunktlage (z.B. Schwenkscheibe: Kippposition ≠ Massenschwerpunkt): kann (+) sein
- 10 - Moment infolge der translatorisch bewegten Massen (+)

In Bezug auf den erwähnten Verdichter 6SEU12C von DENSO, der die typische Bauform eines Schwenkscheibenverdichters repräsentiert, ist zu bemerken, dass die Masse einer solchen Schwenkscheibe nicht beliebig erhöht werden kann, um das Regelverhalten damit zu verändern. Das liegt daran, dass bei den Verdichtern der beschriebenen Art der Massenschwerpunkt der Schwenkscheibe in der Regel einen deutlichen Abstand zum Kippgelenk der Schwenkscheibe aufweist. Diese Konstruktion begründet sich im wesentlichen damit, dass die Schwenkscheibe zusätzlich zu einer geeigneten Führung auf der Antriebswelle über einen Stellmechanismus mit der Antriebswelle oder ein mit der Antriebswelle verbundenes Bauteil gekoppelt werden muß.

Der erwähnte Abstand vom Schwerpunkt der Schwenkscheibe und des Kippgelenks derselben führt zu einer Unwucht des Triebwerkes, insbesondere in Abhängigkeit vom Schwenkscheibenkippwinkel, und führt im ungünstigsten Fall zu einer aufregelnden Eigenschaft (s.o. „Schwerpunktlage“).

Somit ist bei den Verdichtern nach dem Stand der Technik; und zwar sowohl nach dem druckschriftlichen als auch tatsächlich praktizierten Stand der Technik ein Kompromiß zu schließen dahingehend, dass eine vorbestimmte Masse der Schwenkscheibe bereitgestellt wird, um ein Gegenmoment zu den translatorisch bewegten Massen

- 5 -

herzustellen. Andererseits darf die Masse der Schwenkscheibe aber auch nicht zu groß ausgelegt werden, da dann die Unwucht des Triebwerkes übermäßig würde.

Um diesem Problem zu begegnen, hat man auch bereits vorgeschlagen, die Kolben,  
5 d.h. die translatorischen Massen möglichst gering, d.h. leicht zu bauen, zum Beispiel aus Aluminium oder anderen Werkstoffen mit geringerer spezifischer Dichte. Auch gibt es diesbezüglich den Vorschlag, Hohlkolben zu verwenden.

Doch auch mit diesen Maßnahmen lässt sich insbesondere eine Konstantregelung der  
10 Fördermenge bei unterschiedlichen Drehzahlen nicht erreichen. Dabei sei darauf hingewiesen, dass der Begriff „Konstantregelung“ nicht als exakte Aussage zu verstehen ist. Exakt konstant wäre die Fördermenge nämlich nur dann, wenn sich zum Beispiel bei Verdoppelung der Drehzahl der Kippwinkel der Schwenkscheibenvorrichtung halbiert. Zu Bedenken ist jedoch, dass auch noch andere Parameter auf  
15 die Fördermenge einwirken, wie zum Beispiel Liefergrad oder Ölwurf od. dgl., wenn sich zum Beispiel der Kippwinkel der Schwenkscheibe ändert.

Für eine Konstantregelung der Fördermenge bei wechselnden Drehzahlen wird das rückstellende Drehmoment der Schwenkscheibenvorrichtung ausgenutzt, da  
20 – wie bereits erläutert – die Schwenkscheibe ihrer Schrägstellung aufgrund der dynamischen Kräfte am mitdrehenden Scheibenteil entgegenwirkt.

Dieses Verhalten kann durch Federkräfte oder hydraulisch, pneumatisch od. dgl. unterstützt werden, so dass bei ansteigender Drehzahl zunehmende Fördermenge  
25 durch Rückstellung der Schrägstellung zumindest teilweise kompensiert werden.

Der Fall einer Kompensation des auf- und abregelnden Momentes kann ebenfalls sehr interessant sein. Drehzahländerungen greifen dann gar nicht in die Regelung ein. Damit kann mit einem einfacheren Regelalgorithmus gearbeitet werden.  
30

Wie oben bereits ausgeführt, kann prinzipiell ein solches Verhalten erreicht werden, indem man zum Beispiel eine Zusatzmasse in das Triebwerk integriert, deren

- 6 -

Massenträgheit sich, wie beschrieben, über einen Koppelmechanismus auf die Schwenkscheibenvorrichtung auswirkt.

Es wurde jedoch auch dargelegt, dass die Masse der Schwenkscheibe nicht beliebig

5 vergrößert werden kann, ohne dass andere Nachteile in Kauf genommen werden müssen. Dies gilt insbesondere auch für die Lehre gemäß der DE 198 39 914 A1 bzw. EP 99 953 619 (Anmelde-Nr.). Die dort vorgeschlagene Regelung mit der Masse der rotierenden Bauteile kann zu einem Regelverhalten führen, durch das die Förderleistung weitgehend drehzahlunabhängig ist. Dies ist jedoch nicht zwangsläufig. Es  
10 kann auch zu einer Überkompensation kommen. Die Auslegungskriterien sind unscharf. Der Grund dafür liegt darin, dass die Masse der rotierenden Bauteile das Aufstellmoment der Schwenkscheibe lediglich proportional beeinflusst.

Der vorliegenden Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, einen Verdichter

15 der eingangs genannten Art zu schaffen, der wahlweise ein Regelverhalten der Kompensation, Überkompensation, Konstantregelung für die „Fördermenge“ aufweist, und zwar mit einer minimalen Masse der schwenkbaren Rotations-Bauteile, so dass eine kompakte Bauweise des Verdichters möglich ist.

20 Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die kennzeichnenden Merkmale des Anspruches 1 gelöst, wobei bevorzugte konstruktive Details und Weiterentwicklungen in den Unteransprüchen beschrieben sind.

Erfindungsgemäß wird also das gewünschte Regelverhalten des Verdichters primär  
25 nicht mit der Bauteilmasse erreicht, sondern unter Berücksichtigung des Massenträgheitsmomentes der Schwenkscheibenanordnung, welches von deren Geometrie abhängt.

Ein Kerngedanke der Erfindung ist es also, das Moment infolge translatorischer Massen  
30 direkt durch das Moment infolge rotierender Massen zu kompensieren, oder auch zu überkompensieren.

- 7 -

Das Aufstellmoment, welches an einer Schwenkscheibenvorrichtung hervorgerufen werden soll, ist eine Funktion der Drehzahl bzw. der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  und des Massenträgheitsmomentes  $J$  der Schwenkscheibenvorrichtung:

5     $M = f(\omega^2 ; J)$

Das Massenträgheitsmoment selbst ist im wesentlichen eine Funktion der Bauteilmasse und der Bauteilgeometrie, zum Beispiel bei einer Scheibe bestimmt durch den Durchmesser „ $2r$ “ und die Scheibendicke bzw. –höhe „ $h$ “:

10     $J = f(m, r^2, h^2)$

Noch präziser ausgedrückt ist das Massenträgheitsmoment im wesentlichen eine Funktion der Bauteildichteverteilung und auch der Bauteilgeometrie. Dabei

15    berücksichtigt die Bauteildichteverteilung zum Beispiel Schwenkscheiben aus unterschiedlichen Werkstoffen, nämlich 2, 3 oder mehr Werkstoffen oder einem Werkstoff mit unterschiedlicher Dichteverteilung (Metallschaum, heterogenes Material):

20     $J = f(\rho, r^2, h^2),$   
       wobei  $\rho$  = Dichte,  
           $r$  = Schwenkscheibenradius, und  
           $h$  = Schwenkscheibenhöhe bedeuten.

25    Zusätzlich ist die Lage des Bauteilschwerpunktes zu berücksichtigen. Bevorzugt wird ein Bauteilschwerpunkt auf der Antriebswellenachse, insbesondere im Kippunkt der Schwenkscheibenvorrichtung liegen (also dann jeweils für jeden Kippwinkel).

Aus den Zusammenhängen ist erkennbar, dass es effektiv ist (Exponent), die  
 30    Geometrie der Schwenkscheibenvorrichtung so zu wählen, dass das gewünschte Regelverhalten erreicht wird.

- 8 -

Besonders vorteilhaft ist es, eine Geometrie der Schwenkscheibe zur Verfügung zu stellen, die einen Kompromiß aus „geringer Bauteilmasse“ und (genügend) „großen Massenträgheitsmoment“ darstellt.

- 5    Bei Ausbildung der Schwenkscheibe als Schwenkring kann dies dadurch erreicht werden, dass sowohl der Innendurchmesser als auch der Außendurchmesser unter Berücksichtigung der äußeren Umgebungsbedingungen jeweils maximal ausgebildet werden, wobei die äußeren Umgebungsbedingungen vorgegeben werden durch die Größe des Triebwerksraumes sowie zum Beispiel durch die notwendige Gleit- und
- 10    Lagerfläche für die Gleitsteine einer Gelenkanordnung zwischen Schwenkscheibe bzw. Schwenkscheibenring und Kolben. Auch kann Einfluß genommen werden auf das gewünschte Massenträgheitsmoment durch geeignete Wahl der Schwenkscheibendicke.

Nachstehend wird ein Ausführungsbeispiel für ein erfindungsgemäßes Schwenk-

- 15    scheibentriebwerk anhand der beigefügten Zeichnung näher erläutert. Diese zeigt in:

Fig. 1                eine Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Schwenkscheiben-Mechanismus für einen Axialkolbenverdichter für Fahrzeug-Klimaanlagen in schematischer Perspektivansicht, wobei die Schwenkscheibe sich in einer Stellung für einen maximalen Kolben befindet;

20                      Fig. 2                den Mechanismus gemäß Fig. 1 in schematischer Seitenansicht;

25                      Fig. 3                den Schwenkscheiben-Mechanismus entsprechend den Fig. 1 und 2, teilweise in Seitenansicht, teilweise im Schnitt;

30                      Fig. 4                den Schwenkscheiben-Mechanismus entsprechend Fig. 3 in Seitenansicht;

Fig. 5                den Mechanismus gemäß Fig. 1-4 in schematischer Perspektivansicht, wobei sich die Schwenkscheibe in einer Kolben-Minimalhub-Stellung befindet;

- 9 -

Fig. 6

den Mechanismus gemäß Fig. 5 in Seitenansicht;

Fig. 7

5

den Schwenkscheiben-Mechanismus gemäß den Fig. 5 und 6, teilweise in Seitenansicht, teilweise im Schnitt;

Fig. 8

den Schwenkscheiben-Mechanismus gemäß Fig. 7 in Seitenansicht;

10 Fig. 9

eine schematische Darstellung der Koordinaten eines Schwenkscheiben-Mechanismus zur Berechnung des Massenträgheitsmomentes; und

Fig. 10

15

Teil eines Compound-Schwenkringes im Querschnitt und vergrößertem Maßstab.

In den Fig. 1-8 ist eine bevorzugte Ausführungsform eines Schwenkscheiben-Mechanismus 100 für einen Axialkolbenverdichter für Kraftfahrzeug-Klimaanlagen schematisch dargestellt. Dieser Schwenkscheiben-Mechanismus 100 umfaßt eine

20 in ihrer Neigung zu einer Antriebswelle 104 verstellbare, von der Antriebswelle drehantriebene, im vorliegenden Fall ringförmige Schwenkscheibe 107, wobei diese sowohl mit einer auf der Antriebswelle 104 axial verschieblich gelagerten Schiebehülse 108 als auch mit einem im Abstand von der Antriebswelle 104 mit dieser mitdrehend angeordneten Stützelement 109 gelenkig verbunden ist. Diese gelenkige Verbindung 25 ist als Axialabstützung ausgebildet, wie insbesondere die Figuren 2-4 und 5-8 sehr gut erkennen lassen. Die Zusammenwirkung des Schwenkringes 107 mit gleichmäßig über einen sich um die Antriebswelle 104 herumstreckenden Umfang verteilt angeordneten Axialkolben, die innerhalb eines Zylinderblocks hin- und herbeweglich 30 gelagert sind, entspricht derjenigen gemäß Stand der Technik, zum Beispiel gemäß der DE 197 49 727 A1.

Das Schwenklager des Schwenkringes 107 definiert eine sich quer zur Antriebswelle 104 erstreckende Schwenkachse 101. Diese Schwenkachse 101 wird konkret definiert

- 10 -

durch zwei gleichachsig beidseitig der Schiebehülse 108 gelagerte Lagerbolzen. Diese Lagerbolzen sind radialen Bohrungen des Schwenkringes 107 gelagert. Die Schiebehülse kann zu diesem Zweck beidseitig zusätzlich Lagerhülsen aufweisen, die den Ringraum zwischen der Schiebehülse 108 und dem Schwenkring 107 überbrücken.

5 Auch diese Konstruktion entspricht weitgehend dem Stand der Technik gemäß der DE 197 49 727 A1.

Von Bedeutung ist die axiale Abstützung des Schwenkringes an dem mit der Antriebswelle 104 mitdrehend angeordneten Stützelement 109. Diese Abstützung

10 erfolgt durch einen am Schwenkring 107 angeordneten Stützbogen 110. Dieser Stützbogen 110 ist so ausgebildet, dass er eine zwischen Kolben und Schwenkring wirksame Gelenkanordnung übergreift, und zwar so, dass unabhängig von der Neigung des Schwenkringes 107 eine Kollision zwischen diesem und dem Stützbogen 110 einerseits und einem die vorgenannte Gelenkanordnung umfassenden brückenartigen  
15 Kolbenfuß andererseits ausgeschlossen ist. Das Stützelement 109 ist integraler Bestandteil einer mit der Antriebswelle 104 mitdrehenden Scheibe 112, und zwar ein gegenüber der Scheibe erhaben ausgebildetes Kreissegment.

Die Stützfläche des Bogens 110 erstreckt sich etwa konzentrisch zum Mittelpunkt der

20 zwischen Kolben und Schvenscheibe bzw. Schwenkring 107 wirksamen Gelenkanordnung, die kugelsegmentförmige Gleitsteine umfaßt. Die axiale Abstützung ist also außerhalb der vorgenannten Gelenkanordnung wirksam mit der Folge, dass die Gelenkanordnung, die zwischen Kolben und Schvenscheibe bzw. Schwenkring wirksam ist, durch axiale Abstützungsmaßnahmen nicht beeinträchtigt wird. Dies gilt  
25 insbesondere für die Dimensionierung der vorgenannten Gelenkanordnung.

Des weiteren ist erkennbar, dass bei der dargestellten Ausführungsform das Schwenklager der Schvenscheibe bzw. des Schwenkringes 107 nur zur Drehmomentübertragung und das Stützelement 109 nur zur axialen Abstützung der Kolben  
30 bzw. Gaskraftabstützung dienen. Die Drehmomentübertragung ist also von der Axialabstützung des Schwenkringes 107 entkoppelt.

- 11 -

In den Fig. 1-4 befindet sich der Schwenkring in einer Neigungs-Position für maximalen Kolbenhub. Die Fig. 5-8 zeigen den Schwenkring in einer Position für einen minimalen Kolbenhub.

5 Die in den Fig. 4 und 8 eingezeichneten Kreise in Fortsetzung der Stützfläche des Stützbogens 110 zeigen, dass die Stützfläche des Stützbogens 110 einen Kreisbogen beschreibt. Davon kann bei Bedarf bewusst abgewichen werden, um einen vorbestimmten „offset“ der Abstützung des Stützbogens 109 von der Kolbenlängsachse bei Veränderung der Neigung des Schwenkringes 107 auszugleichen.

10

Der Stützbogen 110 kann entweder integrales Bauteil des Schwenkringes 107 sein oder entsprechend den Fig. 3 und 7 als gesondertes Bauteil mit dem Schwenkring 107 starr verbunden sein. Letztgenannte Ausführungsform hat den Vorteil, dass sich der Schwenkring auf beiden Flachseiten genau schleifen lässt mit der Folge einer

15 entsprechend hohen Parallelität der beiden gegenüberliegenden Laufflächen für die oben erwähnten Gleitsteine einer zwischen Kolben und Schwenkring wirksamen Gelenkanordnung.

20 Falls der Stützbogen 110 auch zur Drehmomentübertragung dienen soll, erstreckt sich dieser vorzugsweise in eine entsprechende Mulde, an der dem Stützbogen 110 zugewandten Seite des Stützelements 109 hinein. Die Mulde ist dann vorzugsweise als Radialnut ausgebildet.

25 Es sei an dieser Stelle nochmals darauf hingewiesen, dass die dargestellte Ausführung eines Schwenkscheiben-Mechanismus nur beispielhaft ist. Das erfindungsgemäße Konzept eignet sich zum Beispiel genauso gut für einen Schwenkscheiben- bzw. Schwenkring-Mechanismus gemäß der DE 197 49 727 A1.

30 Vorzugsweise ist der Schwenkring 107 ausgewuchtet, und zwar so, dass der Schwerpunkt im sog. Kippunkt liegt. Zu diesem Zweck kann relativ zur Antriebswelle 104 diametral zum Stützbogen 110 noch ein Ausgleichsgewicht 114 vorgesehen sein, so wie dies nur beispielhaft in Fig. 3 eingezeichnet ist.

Wie bereits eingangs dargelegt, ist der durch die Geometrie und/oder Schwenkscheibe bzw. des Schwenkrings 107 bzw. des Schwenkbahnanteils desselben derart gewählt, dass die beim Drehen des Schwenkringes auftretenden Fliehkräfte ausreichen, um der Schwenkbewegung des Schwenkringes bewusst regelnd entgegenzuwirken und damit

5 den Kolbenhub und somit die Fördermenge zu beeinflussen, insbesondere zu verringern bzw. zu begrenzen.

Bei der dargestellten Ausführungsform ist die Schwenkscheibe als Schwenkring ausgebildet. Zusätzlich kann es vorteilhaft sein, für eine Anlenkung an andere Bauteile  
10 des Triebwerkes oder für einen Massenausgleich Ausformungen, Bohrungen, Vorsprünge od. dgl. vorzusehen. Auf jeden Fall sollte vorzugsweise der Massenschwerpunkt mit dem Kippunkt (Kippgelenk) des Schwenkringes zusammenfallen.

15 Außen- und Innendurchmesser des Schwenkringes 107 werden durch die Durchmesser der Gleitsteine bestimmt, die Teil einer zwischen Kolben und Schwenkring wirksamen Gelenkanordnung sind. Die vorgenannten Durchmesser werden so gewählt, dass die Gleitsteine im wesentlichen auf den Flachseiten des Schwenkringes aufliegen, und zwar so, dass sie auch bei extremer Neigung des Schwenkringes nur geringfügig über  
20 den Außen- oder Innendurchmesser des Schwenkringes vorstehen. In jedem Fall sollten unter den gegebenen Umständen sowohl Innen- als auch Außenradius des Schwenkringes maximal sein, wobei der Außendurchmesser natürlich auch begrenzt ist durch den Innendurchmesser des Gehäuses, welches den Triebwerksraum begrenzt.

25 Der vorerwähnte Stützbogen 110 ist hinsichtlich seiner Masse im Vergleich zu den übrigen Teilen des Schwenkringes vernachlässigbar. Er muß lediglich in Bezug auf etwaige Unwuchten berücksichtigt werden, z.B. durch Anordnung kompensatorisch wirksamer Gegengewichte.

30 Die Kolben, die beim erfindungsgemäßen Triebwerk verwendet werden, weisen eine Masse von etwa 30 g bis 90 g auf, vorzugsweise 35 g bis 50 g. Sie bestehen zu diesem Zweck aus Aluminium oder einer Aluminiumlegierung (mit oder ohne Kunststoffbeschichtung) oder aus einem Kunststoff-Verbund. Die Verwendung von Stahl,

- 13 -

Stahlguß oder Grauguß für die Kolben ist ebenfalls denkbar. Die Folge ist dann natürlich, dass die Kolbenmassen größer werden. Als Kompromiß ist eine Kombination von Stahl und Aluminium überlegenswert. Denkbar ist auch eine Kombination von Metall und Kunststoff.

5

In der Regel liegt der Innenradius „ $r_i$ “ des Schwenkringes 107 im Bereich von 12 mm bis 22 mm. Der Außenradius „ $r_a$ “ des Schwenkringes 107 beträgt etwa 34 mm bis 42 mm.

10 Die Kolben liegen auf einem Teilkreisdurchmesser „ $r_m$ “ im Bereich zwischen 24 mm und 34 mm.

Bevorzugt wird eine Geometrie im Bereich von „ $r_i = 20 \text{ mm}$ “, „ $r_m = 29 \text{ mm}$ “ und „ $r_a = 38 \text{ mm}$ “, wobei sich  $r_m$  aus der Gleichung  $r_m = (r_a + r_i)/2$  errechnet.

15

Die Höhe „ $h$ “ des Schwenkringes 107 liegt im Bereich von 8 mm bis 20 mm, vorzugsweise im Bereich zwischen 14 mm bis 16 mm.

20 Der Werkstoff, der für die Herstellung des Schwenkringes 107 verwendet wird, sollte vorzugsweise eine Dichte von größer als 7 g/cm<sup>3</sup>, insbesondere größer als 8 g/cm<sup>3</sup> aufweisen.

25 Vorzugsweise besteht der Schwenkring aus mindestens zwei Werkstoffen zur Erzielung einer optimalen Massenträgheit. In Fig. 3 und 7 ist ein solcher Compound-Schwenkring schematisch dargestellt, wobei der Innenring mit 107i und der Außenring mit 107a gekennzeichnet ist. Der Außenring 107a besteht vorzugsweise aus einem Werkstoff höherer Dichte. In Fig. 10 ist diesbezüglich eine Alternativkonstruktion dargestellt, die sich dadurch auszeichnet, dass sich der äußere Teilring 107a aus schwerem Werkstoff, d.h. Werkstoff höherer Dichte, wie z.B. Blei od. dgl. innerhalb einer äußeren Umfangsnut 113 des inneren Teilringes 107i befindet, der z.B. aus verschleißfestem Stahl hergestellt ist. Damit ist sichergestellt, dass die beiden Flachseiten des Schwenkringes, auf denen die Gleitsteine der Kolbenanlenkung gleiten, verschleißfest sind. Im übrigen

- 14 -

weist Stahl eine geringere Dichte als Blei auf, d.h. der innere Teilring 107i besteht aus einem leichteren Werkstoff als der äußere Teilring 107a.

Der Schwenkring 107 hat vorzugsweise ein Massenträgheitsmoment  $J_2 = J_1$  bzw.

5      $J = m/4 (r_a^2 + r_i^2 + h^2/3)$ , das größer ist als 100.000 gmm<sup>2</sup>. Vorzugsweise ist das Massenträgheitsmoment größer als  $J=200.000-250.000$  gmm<sup>2</sup>.

Weiter hat der Schwenkring vorzugsweise ein Massenträgheitsmoment von  $J_3 = J_\zeta = \frac{m}{2}$

( $r_a^2 + r_i^2$ ), das größer ist als 200.000 gmm<sup>2</sup>, vorzugsweise etwa 400.000 – 500.000

10    gmm<sup>2</sup>.

(Anmerkung: In der Regel (Scheibe oder Ring) ist  $J_\delta$  immer ungefähr  $J_3 = 2 \times J_2$ .

Es kommt aber primär auf  $J_3$  an, wobei  $J_2$  und  $J_3$  jedoch wie beschrieben, voneinander abhängig sind.)

15

Wie oben dargelegt, gibt es verschiedene Einflußgrößen (Momente), die in das Regelverhalten der Schwenschscheibe bzw. des Schwenkringes eingreifen. Dabei gilt es, das Moment infolge translatorischer Massen direkt durch das Moment infolge rotierender Massen zu kompensieren oder ggf. zu überkompensieren.

20

Nachstehend ist die Herleitung des sog. Deviationsmomentes angegeben, welches für das Kippen der Schwenschscheibe bzw. eines Schwenkringes maßgeblich ist, und zwar im dargestellten Fall allein für das Kippen der Schwenschscheibe bzw. des Schwenkringes verantwortlich ist unter der Voraussetzung, dass der Massenschwerpunkt der Schwenkscheibe bzw. des Schwenkringes sowohl im Kippunkt als auch im geometrischen Mittelpunkt der Schwenschscheibe bzw. des Schwenkringes liegt. Hierbei handelt es sich um einen anzustrebenden Idealfall der Konstruktion. Für die Herleitung des Deviationsmomentes gilt ganz allgemein unter Bezugnahme auf Fig. 9:

30      $J_{yz} = -J_1 \cos\alpha_2 \cos\alpha_3 - J_2 \cos\beta_2 \cos\beta_3 - J_3 \cos\gamma_2 \cos\gamma_3$

$$\left. \begin{array}{l} \alpha_1 = 0 \\ \beta_1 = 90^\circ \\ \gamma_1 = 90^\circ \end{array} \right\}$$

Richtungswinkel der x-Achse  
gegenüber den Hauptträgheitsachsen  $\xi \cdot \eta \cdot \zeta$

- 15 -

5       $\alpha_2 = 90^\circ$   
 $\beta_2 = \psi$   
 $\gamma_2 = 90^\circ + \psi$

Richtungswinkel der y-Achse gegenüber den Hauptträgheitsachsen  $\xi \cdot \eta \cdot \zeta$

10      $\alpha_3 = 90^\circ$   
 $\beta_3 = 90^\circ - \psi$   
 $\gamma_3 = \psi$

Richtungswinkel der z-Achse gegenüber den Hauptträgheitsachsen  $\xi \cdot \eta \cdot \zeta$

$$J_2 = J_\eta = \frac{m}{4} (r_a^2 + r_i^2 + \frac{h^2}{3})$$

$$J_3 = J_\zeta = \frac{m}{2} (r_a^2 + r_i^2)$$

15     (Anmerkung:  $J_3 \approx 2 J_2$   
Ziel:  $J_{yz}$  soll eine bestimmte Größe haben  
 $J_{yz} \uparrow \left\{ J_3 \uparrow J_2 \text{ erhöht sich zwangsläufig!}\right.$ )

20 Deviationsmoment

$$J_{yz} = -J_2 \cos\psi \sin\psi + J_3 \cos\psi \sin\psi$$

Im übrigen gilt unabhängig von Fig. 9:

25 Moment infolge Massenkraft der Kolben

$$\beta_i = \theta + 2\pi(i-1) \frac{1}{n}$$

$$Z_i = R \cdot \omega^2 \tan\alpha \cos\beta_i$$

$$F_{mi} = m_k \cdot Z_i$$

$$M(F_{mi}) = m_k \cdot R \cdot \cos\beta_i \cdot Z_i$$

30      $M_{k,ges} = m_k \cdot R \sum_{i=1}^n z_i \cdot \cos\beta_i$

Moment infolge Deviationsmoment Msw

$$M_{sw} = J_{yz} \cdot \omega^2$$

$$J_{yz} = \left\{ \frac{m_{sw}}{2} (r_a^2 + r_i^2) - \frac{m_{sw}}{4} (r_a^2 + r_i^2 + \frac{h^2}{3}) \right\} \cos\alpha \sin\alpha$$

$$J_{yz} = \frac{m_{sw}}{24} \sin 2\alpha (3r_a^2 + 3r_i^2 - h^2)$$

- 16 -

Dabei bedeuten die oben verwendeten Größen was folgt:

- θ      Drehwinkel der Welle (wobei die vor- und nachstehenden Betrachtungen der Einfachheit halber für θ=0 angestellt werden)
- 5    η      Anzahl der Kolben
- R      Abstand der Kolbenachse zur Wellenachse
- ω      Wellendrehzahl
- α      Kippwinkel des Schwenkringes/Schwenkscheibe
- mk      Masse eines Kolbens inklusive Gleitsteine bzw. Gleitsteinpaar
- 10    mk,ges      Masse aller Kolben inklusive Gleitsteine
- msw      Masse des Schwenkringes
- ra      Außenradius des Schwenkringes
- ri      Innenradius des Schwenkringes
- h      Höhe des Schwenkringes
- 15      Dichte des Schwenkringes
- V      Volumen des Schwenkringes
- βi      Winkelposition des Kolbens i
- zi      Beschleunigung des Kolbens i
- Fmi      Massenkraft des Kolbens i (inklusive einem Gleitsteinpaar)
- 20    M(Fmi)      Moment infolge der Massenkraft des Kolbens i
- Mk,ges      Moment infolge der Massenkraft aller Kolben
- Msw      Moment infolge des Aufstellmomentes des Schwenkringes/Schwenkscheibe  
(Deviationsmoment)

25

Dabei ist es im Rahmen der vorliegenden Erfindung Ziel, dass das Moment infolge des Aufstellmomentes der Schwenkscheibe oder des Schwenkrings, d.h. das Deviationsmoment größer/gleich dem Moment infolge der Massenkräfte aller Kolben ist, d.h. folgende Beziehung gilt:

30

$$M_{sw} \geq M_{k,ges}$$

bzw.

$$35 \quad [\omega^2 \frac{m_{sw}}{24} \sin 2\alpha (3r_a^2 + 3r_i^2 - h^2) \geq \omega^2 R^2 m_k \tan \alpha \sum_{i=1}^n \cos^2 \beta_i]$$

- 17 -

Die vorgenannte Gleichung zeigt, dass die Drehzahl auf beide Terme gleichartig Einfluß hat und deshalb Drehzahländerungen an dem Momentenverhältnis nichts ändern. Dies ergibt sich auch aus nachstehendem Beispiel in den Tabellen 1 und 2,

5 wobei:

Kolbenzahl:  $n = 7$

Abstand Kolbenachse zur Antriebswellen-Längsachse:  $R = 25 \text{ mm}$

Innenradius  $r_i$ /Außenradius  $r_a$  des Schwenkringes:  $r_i / r_a = 15/35$

Dichte:  $\varrho = 7,9$

10 Schwenkringhöhe:  $h = 10 \text{ mm}$

Masse/Kolben:  $m_k = 39$

vorausgesetzt wird:

Tabelle 1

15

Einfluss der Drehzahl auf die Kippmomente			
$n$ [1/min]	$M_{k,ges}$ [Nm]	$M_{sw}$ [Nm]	$\alpha$ [°]
800	0,11	0,11	10
1500	0,37	0,37	10
3000	1,48	1,48	10
5000	4,12	4,12	10
8000	10,56	10,55	10
11000	19,98	19,95	10

Tabelle 2

Einfluss des Kippwinkels auf die Kippmomente			
$\alpha$ [°]	$M_{k,ges}$ [Nm]	$M_{sw}$ [Nm]	$n$ [1/min]
0	0,00	0,00	3000
3	0,44	0,45	3000
6	0,88	0,90	3000
10	1,48	1,48	3000
14	2,10	2,04	3000
18	2,74	2,55	3000

- 18 -

Die Tabelle 2 zeigt, dass der jeweilige Schwenkscheiben bzw. -ring-Kippwinkel am Momentenverhältnis nur wenig ändert. Des weiteren ergibt sich aus der vorstehenden Gleichung, dass  $\tan\alpha \neq \sin 2\alpha$ , und dass dementsprechend das Momentenverhältnis insbesondere für kleine Winkel  $\alpha$  wenig vom Winkel  $\alpha$  abhängt.

5 Daraus ergibt sich eine sinnvolle Auslegung für einen mittleren Winkel  $\alpha$ :  $M_{k,ges} = M_{sw}$ , oder für  $\alpha_{max}$ :  $M_{k,ges} = M_{sw}$ . Die Schwenkscheibe wirkt dabei kompensierend.

Die nachstehende Tabelle 3 zeigt Ergebnisse für den Fall:

10 

- Schwenkscheibe wirkt kompensierend
- Schwenkscheibe wirkt abregelnd bzw. überkompensierend

Tabelle 3

Einfluss der Schrägscheibengeometrie $\vartheta = 7,9 \text{ g/mm}^3$									
ra	ri	h	Jy/mk,ges	Jy/msw	Jz/mk,ges	Jz/msw	msw/mk,ges	Mk,ges	Msw
35,00	15,00	10,00	337	371	659	725	0,91	1,48	1,48
37,50	17,50	10,00	436	436	856	856	1,00	1,80	1,93
40,00	20,00	10,00	555	508	1091	1000	1,09	2,14	2,47
ra	ri	h	Jy/mk,ges	Jy/msw	Jz/mk,ges	Jz/msw	msw/mk,ges	Mk,ges	Msw
35,00	15,00	16,00	558	384	1055	725	1,45	1,48	2,29
37,50	17,50	16,00	719	449	1370	856	1,60	1,80	3,00
40,00	20,00	16,00	910	521	1745	1000	1,75	2,14	3,85

kompensierend  
kompensierend (~)  
kompensierend (~)

abregelnd  
abregelnd  
abregelnd

15 wobei „(~)“ soviel wie „ungefähr“ bzw. „etwa“ bedeutet.

20 Für das Momentengleichgewicht sind demzufolge im wesentlichen nur die geometrischen Größen relevant, wobei natürlich auch die Massen der Kolben und der Schwenkscheibe Einfluss haben. Konkret sind von Relevanz auf das Momentengleichgewicht folgende Größen:

$$[m_{k,ges} / m_{sw} / R^2 / r_a^2 / r_i^2 / h^2]$$

- 19 -

Bei Ausbildung der Schwenkscheibe als Schwenkring ist es zweckmäßig, den Abstand zwischen Kolbenachse und Antriebswellenachse aus der Beziehung

$$R = (r_a + r_i)/2$$

5

zu berechnen.

Für eine optimale Auslegung der Schwenkscheibe, hier des Schwenkringes 107 bezieht man sich vorzugsweise auf den Quotienten „Trägheitsmoment/Masse“, also „J/m“.

10 Dieser Quotient drückt die Größe des Massenträgheitsmomentes bei einer vorbestimmten Schwenkscheiben- bzw. Schwenkringmasse aus. Der Quotient sollte größer als 250 gmm<sup>2</sup>/g sein. Besonders vorteilhaft sind Quotienten von größer als 400-500 gmm<sup>2</sup>/g. „J“ bezieht sich auf jede Schwerpunktachse (also: J = J<sub>1</sub> = J<sub>2</sub> = J<sub>3</sub>, wobei in der Regel J<sub>3</sub> ≈ 2J<sub>2</sub> gilt), wobei der Schwerpunkt der rotierenden Masse vorzugsweise

15 im Zentrum des Kippgelenkes derselben liege.

Größere Massenträgheiten sind insbesondere dann zu wählen, wenn Kolbenmassen deutlich größer als 40 g/Kolben gewählt werden.

20 Mit der erfindungsgemäßen Konstruktion soll vor allem eine mechanische Abregelung der Fördermenge eines Axialkolbenverdichters bei Drehzahl-Erhöhung erreicht werden. Der Idealfall wäre natürlich eine Konstantregelung, wobei die Konstantregelung ein Unterfall der erfindungsgemäß angestrebten durch Geometrie und Momentenverteilung verursachten mechanischen Abregelung ist.

25

Das nachstehende Beispiel zeigt eine vorteilhafte Auslegung bei verschiedenen Radien, Volumina und Massen für einen Schwenkring 107:

- 20 -

Tabelle 4

Innen-radius $r_i$ [mm]	Außen-radius $r_a$ [mm]	Höhe $H$ [mm]	Dichte $\varsigma$ [g/cm³]	Volumen $V$ [mm³]	Masse $m$ [g]	Massenträgheit $J$ [g mm²]	Quotient $J/m$ [g mm²/g]
15,0	35,0	10,0	7,9	31416	248	92036	371
17,5	37,5	10,0	7,9	34558	273	119155	437
20,0	40,0	10,0	7,9	37699	298	151393	508
15,0	35,0	16,0	7,9	50265	397	152419	384
17,5	37,5	16,0	7,9	55292	437	196327	449
20,0	40,0	16,0	7,9	60319	477	248424	521

5 Dabei ergeben sich die vorstehenden Werte aus folgenden allgemein gültigen Gleichungen für einen Schwenkring:

$$(1) \quad m = \varsigma V$$

$$(2) \quad V = \frac{\pi}{4} \cdot h (D^2 - d^2)$$

10 (3)  $D = 2r_a$

(4)  $d = 2r_i$

(5)  $J = m/4 (r_a^2 + r_i^2 + h^2/3)$

Wie dargelegt, bezieht man sich bei der Auslegung vorzugsweise auf den Quotienten „ $J/m$ “ ganz allgemein, sowie vorzugsweise speziell auf das Verhältnis „ $J_y/m_{k,ges}$ “, also auf den Quotienten aus Massenträgheit der Schwankscheibe bzw. des Schwenkringes im Bezug auf die  $y$ -Achse gemäß Fig. 9 und der gesamten Kolbenmassen. Dieser Quotient kann alternativ zu den vorgenannten Maßnahmen oder parallel dazu zur Auslegung der Konstruktion und damit zur Erzielung eines gewünschten

15 20 Regelverhaltens herangezogen werden.

Dabei kann davon ausgegangen werden, dass ein Verhältnis von rotierenden zu translatorischen Massen  $m_{sw}/m_{k,ges}$  von deutlich kleiner als „1“ sich sehr nachteilig auf

- 21 -

das hier angestrebte Regelverhalten auswirkt. Das vorgenannte Verhältnis muß also vermieden werden.

Bei einem Massenverhältnis von  $m_{sw}/m_{k,ges} = 1$  ergibt sich vorzugsweise für das  
5 Verhältnis  $J_y/m_{k,ges}$  ein Mindestwert für Kompensation von etwa 250 ... 300 g mm<sup>2</sup>/g.

Größere Werte sind je nach gewünschtem Regelverhalten einstellbar; insbesondere ist aber eine exakte Kompensation von Änderungen des Schwenkscheiben-Kippwinkels bei einem Massenverhältnis von  $m_{k,ges} = m_{sw}$  von Interesse.

10

Überkompensationen können ebenfalls von Interesse sein, insbesondere bei Kompensation der Änderung der Fördermenge infolge von Drehzahländerungen.

Analog ließen sich auch die Quotienten  $J_z/m_{k,ges}$  und  $J_z/m_{sw}$  zur Auslegung für das  
15 gewünschte Regelverhalten verwenden, da das Trägheitsmoment  $J_z$  in Bezug auf die z- bzw. Antriebswellen-Achse zusammen mit  $J_y$  das maßgebliche Deviationsmoment bildet. Dabei gilt für die dargestellte Schwenkringgeometrie die Beziehung:

$$J_z \approx 2 J_y.$$

20

Da  $J_{yz} \approx J_z (\dots) - J_y (\dots)$  ist, und da  $J_{yz}$  groß sein soll, ist  $J_z$  eigentlich die wichtigere Größe.  $J_y$  kann man nur deshalb als Bezugsgröße heranziehen, weil die vorstehende Beziehung  $J_z \approx 2 J_y$  gilt.

25 Sämtliche in den Anmeldungsunterlagen offenbarten Merkmale werden als erfindungswesentlich beansprucht, soweit sie einzeln oder in Kombination gegenüber dem Stand der Technik neu sind.

- 22 -

B e z u g s z e i c h e n

100	Schwenkscheiben-Mechanismus
5 101	Schwenklager (Schwenkachse)
104	Antriebswelle
107	Schwenkring
107i	innerer Schwenkring
107a	äußerer Schwenkring
10 108	Schiebehülse
109	Stützelement (axiale Abstützung)
110	Stützbogen
112	Scheibe
113	Umfangsnut
15 114	Ausgleichsgewicht

---

Axialkolbenverdichter, insbesondere Kompressor für die Klimaanlage  
eines Kraftfahrzeuges

---

A n s p r ü c h e

1. Axialkolbenverdichter, insbesondere Kompressor für die Klimaanlage eines Kraftfahrzeuges, mit einem Gehäuse und einer in dem Gehäuse angeordneten, über eine Antriebswelle (104) angetriebenen Verdichtereinheit zum Ansaugen und Verdichten eines Kältemittels, wobei die Verdichtereinheit in einem Zylinderblock axial hin- und herlaufende Kolben und eine die Kolben antreibende, mit der Antriebswelle (104) drehende Schwenkscheibe (107) umfaßt,

d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, d a s s

bei vorbestimmter rotatorisch bewegter Masse der Schwenkscheibe (107) einerseits und/oder bestimmter translatorisch bewegter Masse (zum Beispiel Kolben, Kolbenstange und/oder Gleitsteine) andererseits der durch die Geometrie und/oder DichteVerteilung bestimmte mittlere Radius und/oder die mittlere Höhe der Schwenkscheibe (107) bzw. des schwenkbaren Anteils derselben derart gewählt ist, dass die beim Drehen der Schwenkscheibe (107) auftretenden Fliehkräfte ausreichen, um der Schwenkbewegung der Schwenkscheibe (107) bewusst regelnd entgegenzuwirken und damit den Kolbenhub und somit die Fördermenge zu beeinflussen, insbesondere zu verringern bzw. zu begrenzen.

2. Axialkolbenverdichter nach Anspruch 1,

d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, d a s s  
die Schwenkscheibe ein Schwenkring (107) ist.

- 24 -

3. Axialkolbenverdichter nach Anspruch 1 oder 2,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
der Quotient Trägheitsmoment/Masse „J/m“ der Schwenscheibe (107) bzw.  
des schwenkbaren Anteils derselben wenigstens etwa 250 gmm<sup>2</sup>/g, insbesondere  
größer als 400 bis 500 gmm<sup>2</sup>/g beträgt, wobei höhere Werte gewählt sind, wenn  
die Kolbenmassen größer als 40 g/Kolben betragen, und wobei das Trägheits-  
moment „J“ in Bezug auf jede Achse durch den Schwerpunkt der Schwenscheibe  
bzw. des schwenkbaren Anteils derselben berechnet ist.
- 10 4. Axialkolbenverdichter nach Anspruch 3,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
die Schwenscheibe bzw. der schwenkbare Anteil derselben aus einem Werkstoff  
mit einer Dichte von wenigstens 6-8 g/cm<sup>3</sup> hergestellt ist.
- 15 5. Axialkolbenverdichter nach einem der Ansprüche 1-4,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
die Schwenscheibe (107) bzw. der schwenkbare Anteil derselben aus zwei  
oder mehr unterschiedlichen, den mittleren Radius für die Berechnung des  
Massenträgheitsmoments bestimmenden Werkstoffen hergestellt ist, wobei die  
20 unterschiedlichen Werkstoffe radial und/oder axial voneinander getrennt sind,  
insbesondere derart, dass bei einem Schwenkring (167) ein äußerer (107a) oder  
innerer Teilring aus einem ersten Werkstoff (107i), z.B. Werkstoff höherer Dichte,  
wie Blei od. dgl., innerhalb einer äußeren (113) oder inneren Umfangsnut eines  
inneren (107i) oder äußeren Teilringes ausgebildet ist, der aus härterem und  
verschleißfestem Werkstoff, wie z.B. Stahl, Keramik od. dgl. hergestellt ist.
- 25 6. Axialkolbenverdichter nach einem der Ansprüche 1-5,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
die Schwenscheibe (107) bzw. der schwenkbare Anteil derselben in Bezug auf  
jede Schwerpunktachse ein Massenträgheitsmoment „J“ von größer als 100.000  
30 g/mm<sup>2</sup>, insbesondere größer als 200.000 bis 250.000 g/mm<sup>2</sup> aufweist.

- 25 -

7. Axialkolbenverdichter nach einem der Ansprüche 1-6,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
die Kolben jeweils eine Masse von etwa 30 g bis 90 g, insbesondere 35 g bis 50 g  
aufweisen.

5

8. Axialkolbenverdichter nach einem der Ansprüche 1-7,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
der mittlere Radius und/oder die mittlere Höhe der Schwenkscheibe bzw. des  
schwenkbaren Anteils derselben derart bemessen sind, dass die beim Drehen der  
Schwenkscheibe (107) auftretenden, der Schwenkbewegung der Schwenkscheibe  
(107) entgegenwirkenden Fliehkräfte über den seitens der Kolben auf die  
Schwenkscheibe wirkenden, eine weiterreichende Schwenkbewegung  
verursachenden Kräften liegen, so dass sich der Kolbenhub mit zunehmender  
Drehzahl um ein solches Maß verringert, dass sich eine etwa konstante  
15 Fördermenge einstellt.

10

9. Axialkolbenverdichter nach einem der Ansprüche 1-8,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
der Schwerpunkt der Schwenkscheibe (107) bzw. des schwenkbaren Anteils  
20 derselben im, oder zumindest nahe der Achse der Antriebswelle (104) liegt,  
wo sich insbesondere auch das Zentrum des Kippgelenkes befindet.

20

10. Axialkolbenverdichter nach einem der Ansprüche 5-9,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
25 bei Ausbildung der Schwenkscheibe (107) bzw. des schwenkbaren Anteils  
derselben aus mehreren Werkstoffen unterschiedlicher Dichte die radial äußeren  
Teile (107a) aus dichterem Werkstoff als die radial inneren Teile (107i) bestehen.

25

11. Axialkolbenverdichter nach einem der Ansprüche 2-10,  
30 dadurch gekennzeichnet, dass  
bei Ausbildung der Schwenkscheibe als Schwenkring (107) der Innen-  
und Außendurchmesser innerhalb der äußeren Bedingungen (zum Beispiel  
Innendurchmesser des Triebwerksraumes, ausreichende Abstützung für die

- 26 -

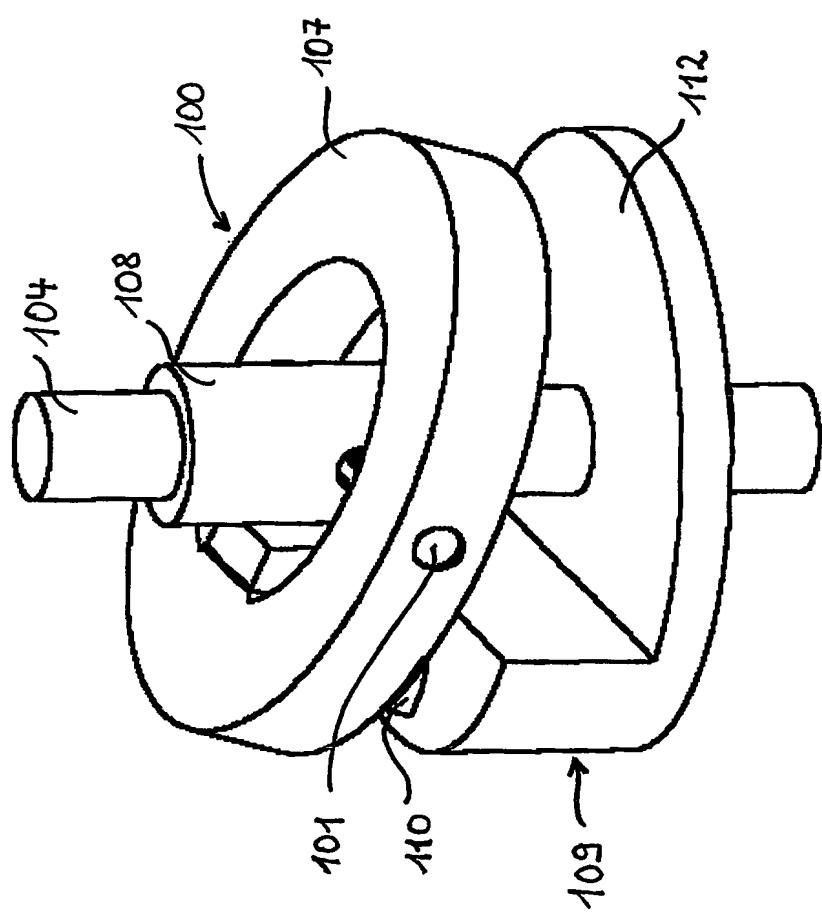
Gleitsteine einer zwischen Kolben und Schwenkscheibe wirksamen Gelenkanordnung, etc.) jeweils maximal gewählt sind.

12. Axialkolbenverdichter nach einem der Ansprüche 5-11,  
 5 dadurch gekennzeichnet, dass bei Ausbildung der Schwenkscheibe aus wenigstens zwei Materialien unterschiedlicher Dichte das eine Material eine Dichte von 6-8 g/cm<sup>3</sup> aufweist, während das andere Material eine Dichte von mehr als 6-8 g/cm<sup>3</sup> besitzt.

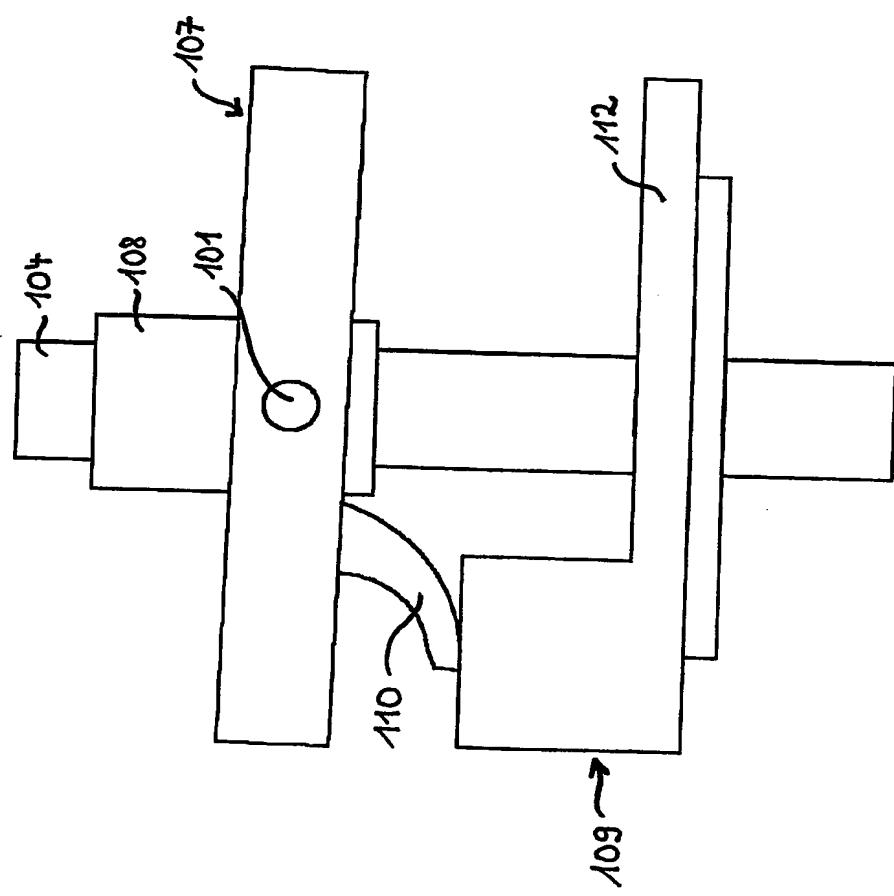
10 13. Axialkolbenverdichter nach einem der Ansprüche 1-12,  
 dadurch gekennzeichnet, dass der Quotient  $M_{sw}/M_{k,ges} \geq 1$  ist, wobei  $M_{sw}$  das Moment infolge des Deviationsmomentes der Schrägscheibe und  $M_{k,ges}$  das Moment infolge der Massenkräfte der translatorisch bewegten Massen (Kolben) ist.  
 15

14. Axialkolbenverdichter nach einem der Ansprüche 1-13,  
 dadurch gekennzeichnet, dass der Quotient aus Massenträgheit der Schwenkscheibe in Bezug auf die y-Achse, d.h. eine Achse senkrecht zur z- bzw. -Antriebswellen-Achse und der gesamten Kolbenmasse „ $J_y/m_{k,ges}$ “ wenigstens etwa 250-300 g mm<sup>2</sup>/g beträgt für den Fall, dass  $m_{sw}/m_{k,ges} = 1$  ist, wobei bedeuten:  
 20  $m_{sw}$  = Masse der Schwenkscheibe (= rotierende Masse)  
 $m_{k,ges}$  = Masse aller Kolben inklusive Gleitsteine (= translatorische Masse)

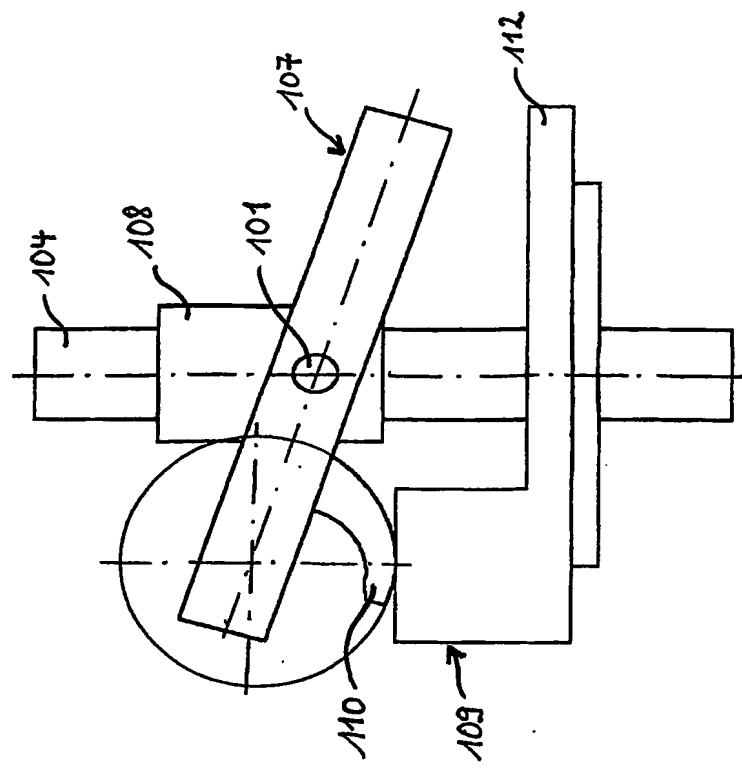
25 15. Axialkolbenverdichter nach einem der Ansprüche 2-14,  
 dadurch gekennzeichnet, dass der Abstand "R" zwischen Kolbenachse und Antriebswellenachse sich aus der Beziehung  
 30  $R = (r_a + r_i)/2$   
 ergibt, wobei  
 $r_a$  = Außenradius des Schwenkringes (107), und  
 $r_i$  = Innenradius des Schwenkringes (107)  
 bedeuten.



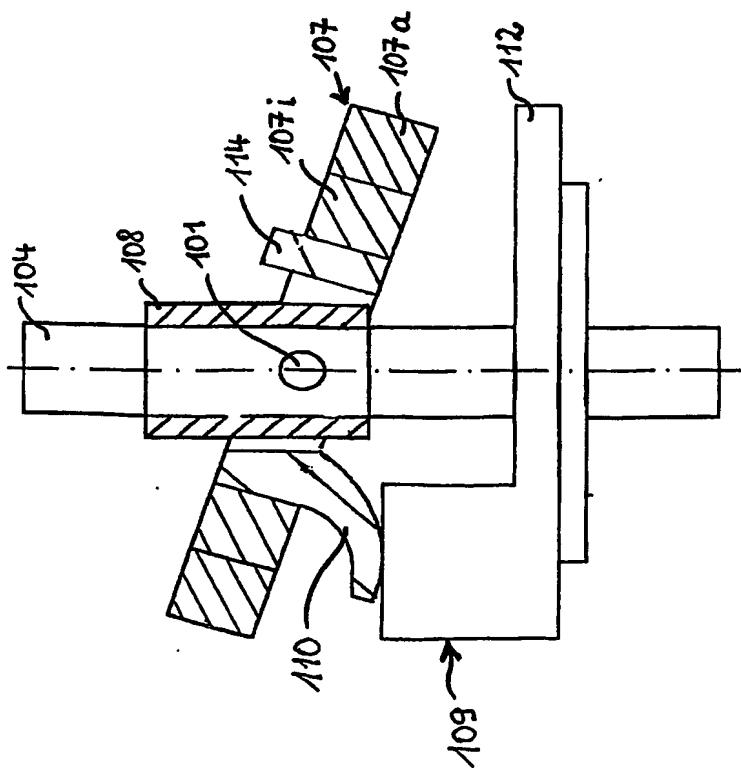
Figur 1



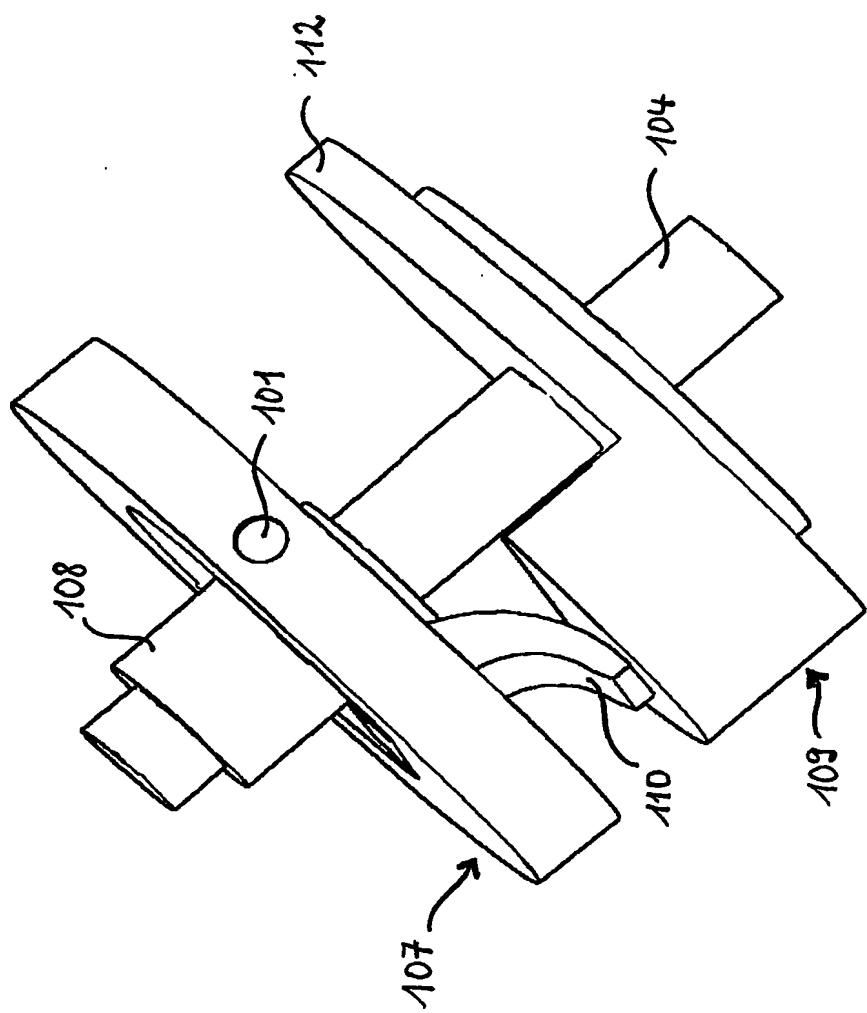
Figur 2



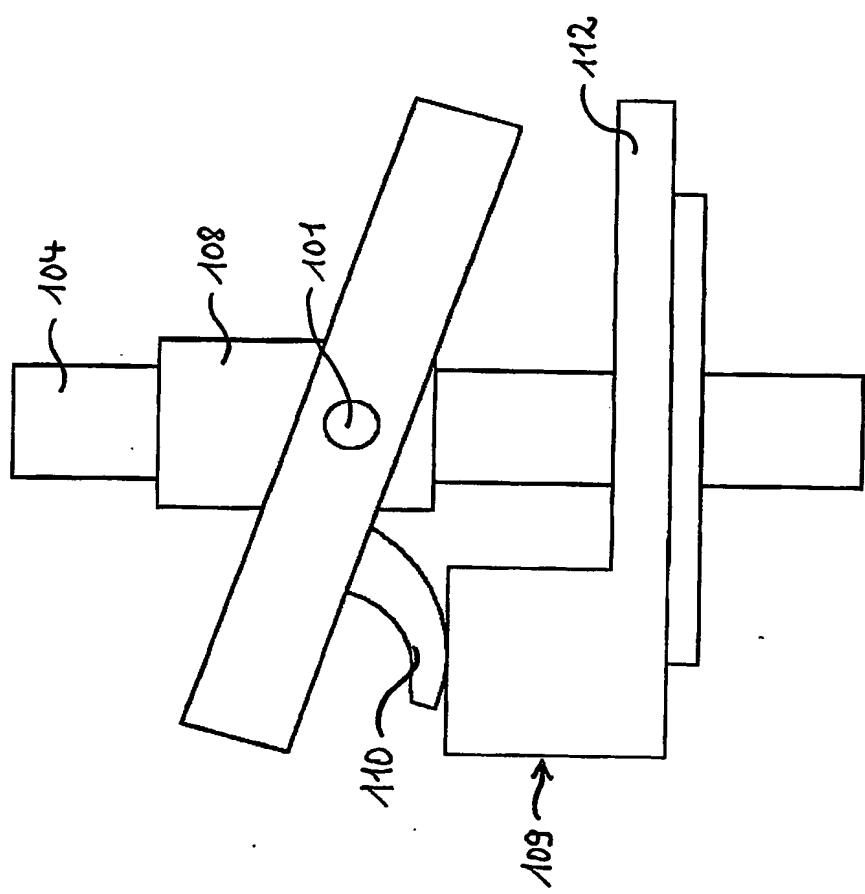
Figur 4



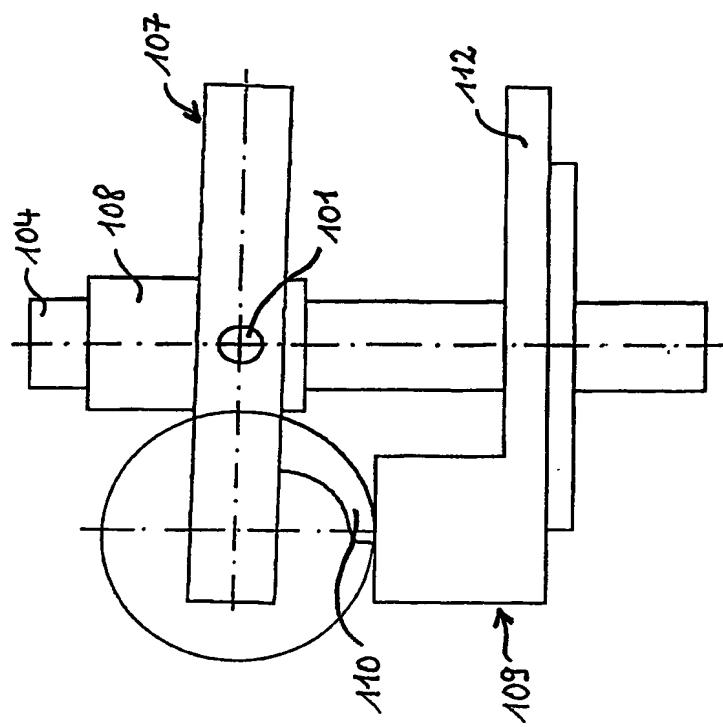
Figur 3



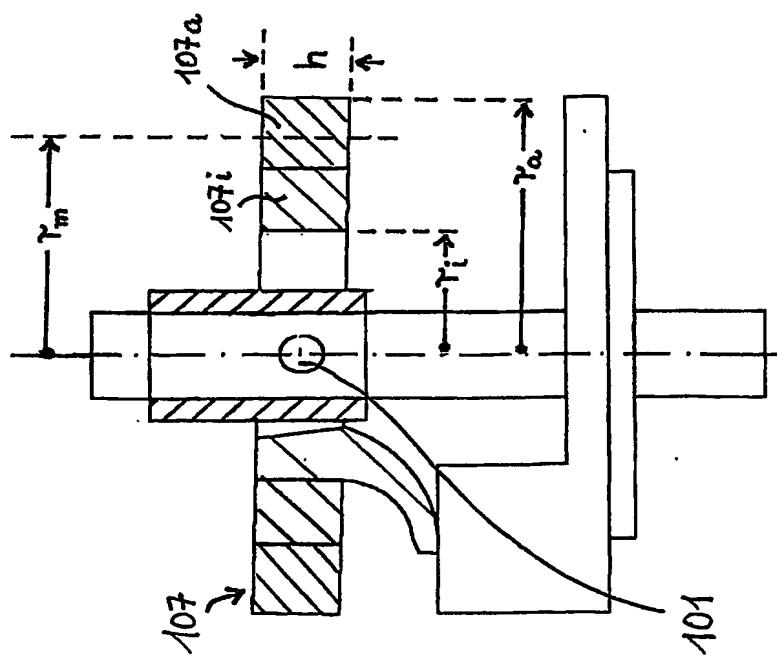
Figur 5



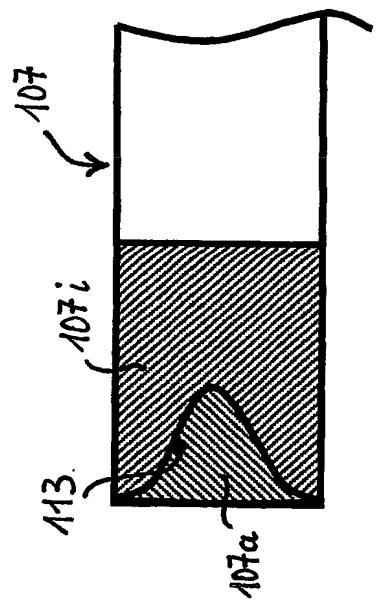
Figur 6



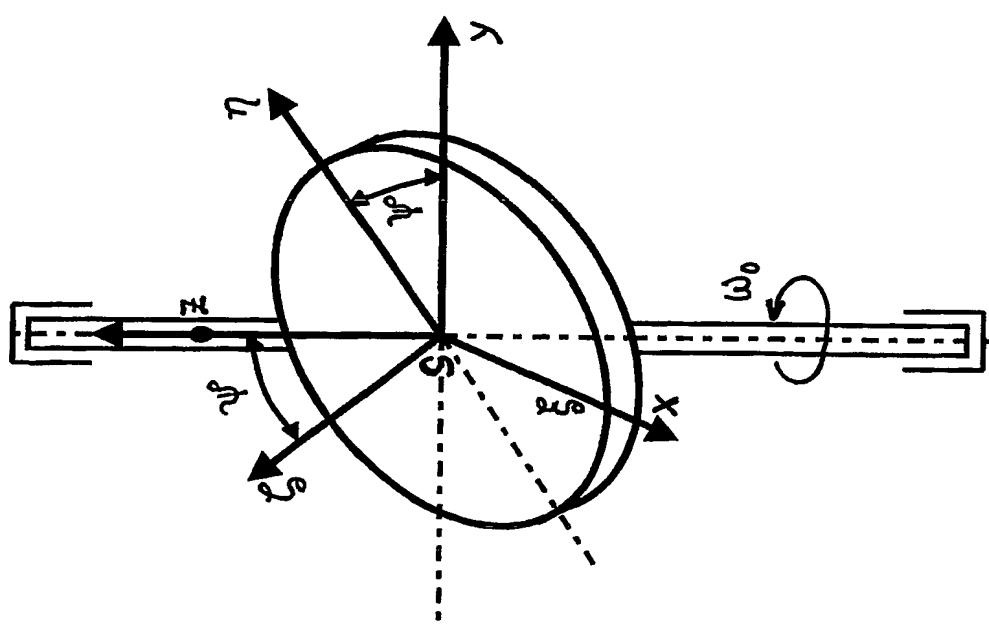
Figur 8



Figur 7



Figur 10



Figur 9

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No  
PCT/EP2004/005106

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER				
IPC 7	F04B27/16	F04B27/18	F04B49/00	F04B27/10

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

**B. FIELDS SEARCHED**

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)  
IPC 7 F04B

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal, PAJ

**C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT**

Category	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	DE 198 39 914 A (LUK FAHRZEUG HYDRAULIK) 9 March 2000 (2000-03-09) cited in the application the whole document claims 1-8 ---	1,2,4,8, 9
X	US 6 139 282 A (HAMASAKI MASARU ET AL) 31 October 2000 (2000-10-31) the whole document column 9, line 27-30 column 2, line 52-65 ---	1,2,4,5, 9,10,13 -/-

Further documents are listed in the continuation of box C.

Patent family members are listed in annex.

\* Special categories of cited documents:

- \*A\* document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- \*E\* earlier document but published on or after the International filing date
- \*L\* document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- \*O\* document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- \*P\* document published prior to the International filing date but later than the priority date claimed

- \*T\* later document published after the International filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the Invention
- \*X\* document of particular relevance; the claimed Invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
- \*Y\* document of particular relevance; the claimed Invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.
- \*&\* document member of the same patent family

Date of the actual completion of the International search

15 July 2004

Date of mailing of the International search report

23/07/2004

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Olona Laglera, C

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No  
PCT/EP2004/005106

C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 013, no. 559 (M-905), 12 December 1989 (1989-12-12) & JP 01 232182 A (NIPPON DENSO CO LTD; OTHERS: 01), 18 September 1989 (1989-09-18) abstract	1,2,4,9
X	US 5 573 379 A (KIMURA KAZUYA ET AL) 12 November 1996 (1996-11-12) the whole document column 16, line 12-15 claim 1	1,2,4,13
A	US 6 076 449 A (KUBO HIROSHI ET AL) 20 June 2000 (2000-06-20) the whole document	1-15
A	DE 197 49 727 A (OBRIST ENGINEERING GMBH) 10 June 1999 (1999-06-10) cited in the application the whole document	1-15

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No  
PCT/EP2004/005106

Patent document cited in search report		Publication date		Patent family member(s)		Publication date
DE 19839914	A	09-03-2000	DE	19839914 A1		09-03-2000
			DE	29823804 U1		30-12-1999
US 6139282	A	31-10-2000	JP	10246181 A		14-09-1998
			CN	1198512 A		11-11-1998
			DE	19808256 A1		03-09-1998
			FR	2760793 A1		18-09-1998
JP 01232182	A	18-09-1989	JP	2560776 B2		04-12-1996
US 5573379	A	12-11-1996	JP	3417652 B2		16-06-2003
			JP	7293429 A		07-11-1995
			DE	19514748 A1		16-11-1995
			KR	142126 B1		01-07-1998
US 6076449	A	20-06-2000	JP	10274153 A		13-10-1998
			DE	19814116 A1		01-10-1998
			KR	268030 B1		16-10-2000
DE 19749727	A	10-06-1999	DE	19749727 A1		10-06-1999
			DE	59807739 D1		08-05-2003
			EP	0964997 A1		22-12-1999
			ES	2196608 T3		16-12-2003
			WO	9924715 A1		20-05-1999
			JP	3188716 B2		16-07-2001
			JP	2000510549 T		15-08-2000
			US	6164252 A		26-12-2000

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2004/005106

A. KLASSEFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES	IPK 7 F04B27/16 F04B27/18 F04B49/00 F04B27/10
---	---

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

**B. RECHERCHIERTE GEBIETE**

Recherchierte Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)  
IPK 7 F04B

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der Internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal, PAJ

**C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN**

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	DE 198 39 914 A (LUK FAHRZEUG HYDRAULIK) 9. März 2000 (2000-03-09) in der Anmeldung erwähnt das ganze Dokument Ansprüche 1-8 ---	1,2,4,8, 9
X	US 6 139 282 A (HAMASAKI MASARU ET AL) 31. Oktober 2000 (2000-10-31) das ganze Dokument Spalte 9, Zeile 27-30 Spalte 2, Zeile 52-65 ---	1,2,4,5, 9,10,13
	-/-	

Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen

Siehe Anhang Patentfamilie

- \* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :
- "A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist
- "E" älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist
- "L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)
- "O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht
- "P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

\*T\* Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

\*X\* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erforderlicher Tätigkeit beruhend betrachtet werden

\*Y\* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erforderlicher Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

\*&\* Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der Internationalen Recherche	Absendedatum des Internationalen Recherchenberichts
15. Juli 2004	23/07/2004

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde  
Europäisches Patentamt, P.B. 5618 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Olona Laglera, C

## INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen  
PCT/EP2004/005106

C.(Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der In Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 013, no. 559 (M-905), 12. Dezember 1989 (1989-12-12) & JP 01 232182 A (NIPPON DENSO CO LTD; OTHERS: 01), 18. September 1989 (1989-09-18) Zusammenfassung ----	1,2,4,9
X	US 5 573 379 A (KIMURA KAZUYA ET AL) 12. November 1996 (1996-11-12) das ganze Dokument Spalte 16, Zeile 12-15 Anspruch 1 ----	1,2,4,13
A	US 6 076 449 A (KUBO HIROSHI ET AL) 20. Juni 2000 (2000-06-20) das ganze Dokument ----	1-15
A	DE 197 49 727 A (OBRIST ENGINEERING GMBH) 10. Juni 1999 (1999-06-10) in der Anmeldung erwähnt das ganze Dokument ----	1-15

**INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT**

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen <b>PCT/EP2004/005106</b>
--

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung		Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
DE 19839914	A	09-03-2000	DE	19839914 A1		09-03-2000
			DE	29823804 U1		30-12-1999
US 6139282	A	31-10-2000	JP	10246181 A		14-09-1998
			CN	1198512 A		11-11-1998
			DE	19808256 A1		03-09-1998
			FR	2760793 A1		18-09-1998
JP 01232182	A	18-09-1989	JP	2560776 B2		04-12-1996
US 5573379	A	12-11-1996	JP	3417652 B2		16-06-2003
			JP	7293429 A		07-11-1995
			DE	19514748 A1		16-11-1995
			KR	142126 B1		01-07-1998
US 6076449	A	20-06-2000	JP	10274153 A		13-10-1998
			DE	19814116 A1		01-10-1998
			KR	268030 B1		16-10-2000
DE 19749727	A	10-06-1999	DE	19749727 A1		10-06-1999
			DE	59807739 D1		08-05-2003
			EP	0964997 A1		22-12-1999
			ES	2196608 T3		16-12-2003
			WO	9924715 A1		20-05-1999
			JP	3188716 B2		16-07-2001
			JP	2000510549 T		15-08-2000
			US	6164252 A		26-12-2000

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS**
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKEWED/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- OTHER:** \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**